

⑫ 公開特許公報(A)

昭61-106918

⑤ Int. Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

④ 公開 昭和61年(1986)5月24日

F 02 B 29/08

7616-3G

審査請求 有 発明の数 1 (全8頁)

⑥ 発明の名称 エンジンの吸気制御装置

⑦ 特 願 昭59-229088

⑧ 出 願 昭59(1984)10月30日

⑨ 発 明 者 河 野 誠 公 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

⑩ 出 願 人 マツダ株式会社 広島県安芸郡府中町新地3番1号

⑪ 代 理 人 弁理士 難波 国英 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

エンジンの吸気制御装置

2. 特許請求の範囲

(1) エンジンの吸気通路に配設されてこの吸気通路を開閉するタイミングバルブと、エンジンの負荷検出手段と、検出された負荷が低いほどタイミングバルブの開弁期間を時間的に早い方向へ移行させる移行手段とを備えたエンジンの吸気制御装置であつて、高回転用のタイミングで作動する吸気弁と、回転数検出手段と、上記負荷検出手段および回転数検出手段の出力を受け、高負荷高回転時に上記吸気弁の開弁期間のすべてにわたつて吸気通路を介して吸気を燃焼室へ導入する吸気導入装置とを設けてなるエンジンの吸気制御装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

この発明は、ミラーサイクルにおいて高負荷高回転時に吸気充填率を向上させるエンジンの吸気制御装置に関するものである。

(従来技術)

ガソリンエンジンやディーゼルエンジンの熱効率等を向上させる手段として、いわゆるミラーサイクルがある(特開昭55-148932号公報参照)。これは、吸気通路に、下死点の近傍で閉じる吸気弁とは別個にタイミングバルブを設けて、吸気通路をピストンの下死点手前の時点で上記タイミングバルブにより閉じることにより、この時点から下死点までは断熱膨張させるものである。

このミラーサイクルを通常のオットーサイクルと比較した場合、つぎのような利点がある。

(1) スロットル弁の代りにタイミングバルブを用い、このタイミングバルブの開弁期間を移行させることによりエンジンの回転制御を行なうものであるから、吸気通路がスロットル弁により絞られて負圧になることがなく、常時大気圧に保たれるので、ピストンのポンピングロスが少ない。

(2) 吸気行程の末期で断熱膨張するから、上死点での圧縮圧力が低下する一方で、膨張比は同一

に保たれるので、出力の低下を抑制しながら、機械負荷（燃焼室の最大圧力）および熱負荷（燃焼温度）を低減させることができる。

ところが、このミラーサイクルでは、吸気行程の末期に断熱膨張させるために、下死点よりも手前でタイミングバルブを閉じて吸気通路を閉塞するので、吸気充填率が低下する。したがって、高負荷高回転時には十分大きな出力が得られないという問題がある。

（発明の目的）

この発明は上記従来の問題を解決するためになされたもので、高負荷高回転時には、オットーサイクルに切り換えることにより、吸気充填率を向上させて、出力を増大させるエンジンの吸気制御装置を提供することを目的とする。

（発明の構成）

上記目的を達成するために、この発明は、高回転用のタイミングで作動する吸気弁と、エンジンの負荷検出手段と、回転数検出手段と、上記負荷検出手段および回転数検出手段の出力を受けて作

動する吸気導入装置とを設け、この吸気導入手段により、高負荷高回転時に上記吸気弁の開弁期間のすべてにわたって吸気通路を介して吸気を燃焼室へ導入するようにしている。上記高回転用の吸気弁は通常、下死点を若干越えた時点で閉じるものであり、この吸気弁の開弁期間のすべてにわたって吸気を燃焼室へ導入することにより、断熱膨張のない通常のオットーサイクルで、しかも、高回転に適した吸気タイミングが得られる。

（実施例）

以下、この発明の実施例を図面にしたがって説明する。

第1図において、11は複数気筒の4サイクルエンジンで、各気筒に、2つの吸気弁12a、12bと1つの排気弁13とが設けられている。これら各弁12a、12b、13は、単一のカム軸14に設けられた各カム15a、15b、16に連動するロッカーアーム17a、17b、18により開閉される。

吸気通路21は、サージタンク22よりも下流

3

側で分岐して、低回転用の第1分岐通路21aと、高回転用の第2分岐通路21bとが形成されており、上記第1分岐通路21aが、低回転用のタイミングで作動する第1吸気弁12aにより開閉され、第2分岐通路21bが、高回転用のタイミングで作動する第2吸気弁12bで開閉される。この高回転用のタイミングとは、閉弁時期が低回転用のものよりも遅いものを言い、たとえば、下死点通過後にクランク角度で $50^{\circ} \sim 70^{\circ}$ の時点で閉弁される。排気通路23は、上記1つの排気弁13で開閉される。

上記第1分岐通路21aには、上記第1吸気弁12aとは別個に、ロータリバルブからなるタイミングバルブ24が、軸受25を介して回転自在に設けられており、このタイミングバルブ24により、第1分岐通路21aが開閉される。上記タイミングバルブ24は、後述する移行手段26を介してタイミングプーリ27に連結されており、このタイミングプーリ27は、歯形ベルト28によりクランク軸29の出力プーリ30に連結され

4

て、クランク軸29の $\frac{1}{2}$ の回転数で回転する。

一方、高回転用の第2分岐通路21bを開閉する第2吸気弁12bには、後述する弁停止装置31が設けられており、高負荷高回転の領域以外では、この弁停止装置31が作動して、第2吸気弁12bの作動を停止させ、第2吸気弁12bを閉弁状態のままに維持する。

上記第1分岐通路21aにおけるサージタンク22の近傍には、燃料噴射ノズル33が設けられるとともに、この燃料噴射ノズル33の下流側に、噴射された燃料を第2分岐通路21bにも導くための連通路34が設けられている。また、吸気通路21には、エアフローメータ35と、その上流側に位置して補助スロットルバルブ36とが設けられている。この補助スロットルバルブ36は、オットーサイクルのときに吸気量を制御するため、および、ミラーサイクルで低負荷低回転のときに、上記タイミングバルブ24だけでは絞れない吸気量を適正に絞るために必要なものである。

上記移行手段26は、第2図に明示するように、タイミングバルブ24（第1図参照）に一体形成された弁軸38とタイミングプーリ27の回転軸39とを連結する連結管40、支持軸41のまわりに回転自在に支持されてその回転により上記連結管40を軸方向へ移動させるアーム42、および、このアーム42に連結された作動ロッド43の進退により上記アーム42を回転させるリニアソレノイドバルブ44を有している。

上記弁軸38と回転軸39には、互いに逆方向のねじれを持つヘリカルスプラインHが形成され、これらヘリカルスプラインHに、上記連結管40の内面に突設された突起45、45が係合されている。これにより、回転軸39の回転力が連結管40を介して弁軸38に伝達されるとともに、連結管40を軸方向に移動させると、弁軸38が回転軸39に対して一定方向へ角変位して、タイミングバルブ24の開弁期間をクランク角度に対して相対的に移行させる。

上記弁停止装置31は、第3図に示すように、

7

バルブ側アーム体17b2に伝達される結果、第2吸気弁12bはカム15bに追従して正常に作動する。

第5図に示すように、上記ストッププレート56は、小径のロック用孔61と大径のアনロック用孔62とを有し、第1図に示すように、ソレノイドバルブ63の作動ロッド64に連結されて、このソレノイドバルブ63により、矢印65、66方向へ進退する。

ストッププレート56が上記作動ロッド64により第5図の矢印65方向へ進出したとき、アンロック用孔62がロック溝55に対向して、第4図のブランジャ53がアンロック状態になる。このアンロック状態では、ブランジャ53は進退自在になるから、ばね部材54のばね力を第2吸気弁12bの復帰ばね（図示せず）のばね力よりも充分小さくしておくことにより、カム側アーム体17b1とバルブ側アーム体17b2とが、矢印67方向に相対回転可能になる。したがって、カム15bに追従したカム側アーム体17b1の回

第2吸気弁12bを開閉するロッカーアーム17bに設けられている。このロッカーアーム17bは、2つ割りになっていて、第1図に示すように、カム側アーム体17b1と、これを両側から挟む平面コ字形のバルブ側アーム体17b2とから構成されており、両アーム体17b1、17b2は、それぞれ別個にロッカーシャフト51に回転自在に装着されている。第4図に示すように、上記弁停止装置31は上記カム側アーム体17b1に装着されていて、軸孔52に挿入されたブランジャ53およびこのブランジャ53に突出方向（右方向）へばね力を付加するばね部材54と、ブランジャ53のロック溝55に挿入されるストッププレート56とを備えている。

第4図は、ストッププレート56によりブランジャ53がロックされた状態を示し、このロック状態では、ブランジャ53の先端部がバルブ側アーム体17b2の当接部58を右方向へ押すので、カム15bの回転に追従したカム側アーム体17b1の回転が、ブランジャ53を介してバル

8

動が、バルブ側アーム体17b2に伝達されなくなり、第2吸気弁12bが停止して、第2分岐通路21bを閉塞する。この状態が弁停止装置31の「作動」状態である。

ストッププレート56が上記ソレノイドバルブ63により第5図の矢印66方向へ後退したとき、ロック用孔61がロック溝55に挿入されて、第4図に示すブランジャ53のロック状態が得られる。この状態で、前述のように、第2吸気弁12bは正常に作動する。この状態が弁停止装置31の「不作動」状態である。

第1図の71は制御回路で、エンジン回転数センサ72からの回転数検出信号aと、エアフローメータ（負荷検出手段に相当）35からの空気量検出信号（負荷検出信号に相当）bと、アクセルポジションセンサ（負荷検出手段に相当）73からのアクセルポジション信号cとを入力とし、燃料噴射ノズル33へ噴射量制御信号eを、補助スロットルバルブ36へバルブ開度信号hを、移行手段26のリニアソレノイドバルブ44へ開弁開

間制御信号 i を、弁停止装置 31 を駆動するソレノイドバルブ 63 へ弁停止信号 j を、それぞれ出力する。

上記構成において、第 1 図のエンジン 11 が運転されると、回転数検出信号 a、空気量検出信号（負荷検出信号）b、およびアクセルポジション信号 c が、制御回路 71 に入力される。この制御回路 71 は、上記回転数検出信号 a と空気量検出信号 b とに基づいて演算を行なって、上記噴射量制御信号 g およびバルブ開度信号 h を出力し、燃料噴射ノズル 33 と補助スロットルバルブ 36 とを制御する。

一方、上記制御回路 71 は、エンジン負荷に対応したアクセルポジション信号 c（空気量検出信号 b でもよい。）に基づいて演算を行ない、上記開弁期間制御信号 i を出力し、移行手段 26 のリニヤソレノイドバルブ 44 を制御して、負荷が低いほどタイミングバルブ 24 の開弁期間を時間的に早い方向へ移行させる。この様子を第 6 図および第 7 図により説明する。

11

右方向 76 へ移動させることによりなされる。これにより、第 7 図に示す第 1 吸気弁 12a とタイミングバルブ 24 の両方が開弁されている期間が長くなり、それだけ吸気量が増大する。

上記第 6 図および第 7 図は、タイミングバルブ 24 が第 1 吸気弁 12a よりも早く閉弁されるミラーサイクルを示す。

さらに、第 1 図の制御回路 71 は、エンジン回転数センサ 72 からの回転数検出信号 a と、エアフローメータ 35 からの空気量検出信号（負荷検出信号に相当）b とに基づいて演算を行なって、第 8 図に示す高負荷高回転領域 A 以外の領域 B のみ、第 1 図の弁停止信号 j を出力する。弁停止装置 31 のソレノイドバルブ 63 は上記弁停止信号 j を受けて作動し、作動ロッド 64 を矢印 65 方向へ進出させることにより、前述のように弁停止装置 31 を作動させて、第 2 吸気弁 12b により第 2 分岐通路 21b を閉塞し、吸気を第 1 分岐通路 21a のみから吸入させる。したがって、吸気は、上記第 6 図および第 7 図に示したタイミン

まず、第 6 図に示すように、第 1 吸気弁 12a は上死点 TDC の手前から下死点 BDC の直後まで開弁される。そして、アクセルの踏込量が少ないとき、すなわち、第 1 図のアクセルポジション信号 c のレベルが低いとき（低負荷時）は、第 6 図のタイミングバルブ 24 の開弁期間 T をクランク角度の小さい方（左方向）へ、つまり、時間的に早い方向へ移行させる。この移行は、第 1 図のリニヤソレノイドバルブ 44 により連結管 40 を左方向 75 へ移動させることによりなされる。これにより、第 6 図に示す第 1 吸気弁 12a とタイミングバルブ 24 の両方が開弁されている期間が短くなり、それだけ吸気量が抑制される。

つぎに、アクセルの踏込量が多いとき（高負荷時）、すなわち、第 1 図のアクセルポジション信号 c のレベルが高いときは、第 7 図に示すように、タイミングバルブ 24 の開弁期間 T をクランク角度の大きい方（右方向）へ、つまり、時間的に遅い方向へ移行させる。この移行は、第 1 図のリニヤソレノイドバルブ 44 により連結管 40 を

12

グで作動するタイミングバルブ 24 および第 1 吸気弁 12a により制御されて、上記したミラーサイクルとなる。

ところで、タイミングバルブ 24 の良好な応答性を保ちながら、その開弁期間を大きく移行させることは、機構的に困難である。そのため、タイミングバルブ 24 開弁期間の移行範囲には、自ら限度がある。したがって、アクセル踏込量が少ない低負荷のときに、第 6 図に示すようにタイミングバルブ 24 の閉弁タイミング 77 を左側へ充分進めて、効率のよいミラーサイクルを得るようにすると、アクセル踏込量の多い高負荷のときに、第 7 図に示すタイミングバルブ 24 の閉弁タイミング 78 を右側へ充分遅らせることができない結果、この閉弁タイミング 78 が、必然的に下死点 BDC よりもかなり手前になる。したがって、高い空気充填率が要求される高負荷のときでも、第 1 図の第 1 分岐通路 21a からタイミングバルブ 24 を通って燃焼室に入る吸気量は充分多くない問題がある。特に、高負荷で、かつ高回転時に

は、タイミングバルブ24が早期に閉弁することにより、空気充填率が要求値よりも大幅に低下する。

そこで、この発明では、高負荷高回転領域A(第8図参照)において、上記弁停止信号Jの出力が停止される。これにより、弁停止装置31を不作動にして、第2吸気弁12bを作動させることにより、第1分岐通路21aばかりでなく、タイミングバルブ24を有しない第2分岐通路21bからも吸気を燃焼室内へ導入するようにして、空気充填率の向上を図っている。

つまり、この高負荷高回転のときは、吸気は、第2吸気弁12bの開弁期間のすべてにわたって吸気通路21を介して燃焼室へ導入されることになる。ここで、上記第2分岐通路21bを開閉する第2吸気弁12bは、高回転用のタイミングで作動するように設定されていて、たとえば下死点を若干越えたタイミングで閉弁されるから、結局、吸気は、下死点を越えた時点まで燃焼室へ導入され続けるので、大量の吸気が燃焼室内に入る。

15

の両方から燃焼室へ導入し、オットーサイクルとして、空気充填率を向上させる。

この第2実施例では、バイパス通路81と、シャッタバルブ82と、ソレノイドバルブ63とが、この発明の吸気導入装置を構成する。

(発明の効果)

以上説明したように、この発明によれば、高負荷高回転時以外はミラーサイクルとなつて、高い熱効率が得られる一方で、高負荷高回転時には、オットーサイクルで、かつ高回転に適した吸気タイミングに切り換えられて、吸気充填率が向上し、出力が増大する効果がある。

4. 図面の簡単な説明

第1図はこの発明の第1実施例を示す概略構成図、第2図は第1図の要部を示す側面図、第3図は同実施例の縦断正面図、第4図は同実施例の弁停止装置を示す縦断正面図、第5図は第4図のV-V線に沿った断面図、第6図および第7図は弁の開閉タイミングを示す特性図、第8図は制御のマップを示すグラフ、第9図はこの発明の第2実

ことになり、空気充填率が向上し、大きな出力が得られるのである。このとき、吸気が下死点まで燃焼室へ導入され続けることから、燃焼室内での断熱膨張がなくなり、オットーサイクルとなる。

上記第2分岐通路21bと、これを開閉する第2吸気弁12bと、弁停止装置31と、この弁停止装置31を不作動にするためのソレノイドバルブ63および作動ロッド64とが、この発明の吸気導入装置を構成する。

第9図は、この発明の第2実施例を示すもので、高回転用のタイミングで作動する吸気弁12とタイミングバルブ24とが設けられた吸気通路21に、バイパス通路81が接続されており、このバイパス通路81にシャッタバルブ82が設けられている。第8図に示した高負荷高回転領域Aを除く領域Bでは、第9図のソレノイドバルブ63によりシャッタバルブ82を閉弁状態にして、ミラーサイクルとし、第8図の高負荷高回転領域Aでは、第9図のシャッタバルブ82を開弁状態にして、吸気を吸気通路21とバイパス通路81

16

実施例を示す概略構成図である。

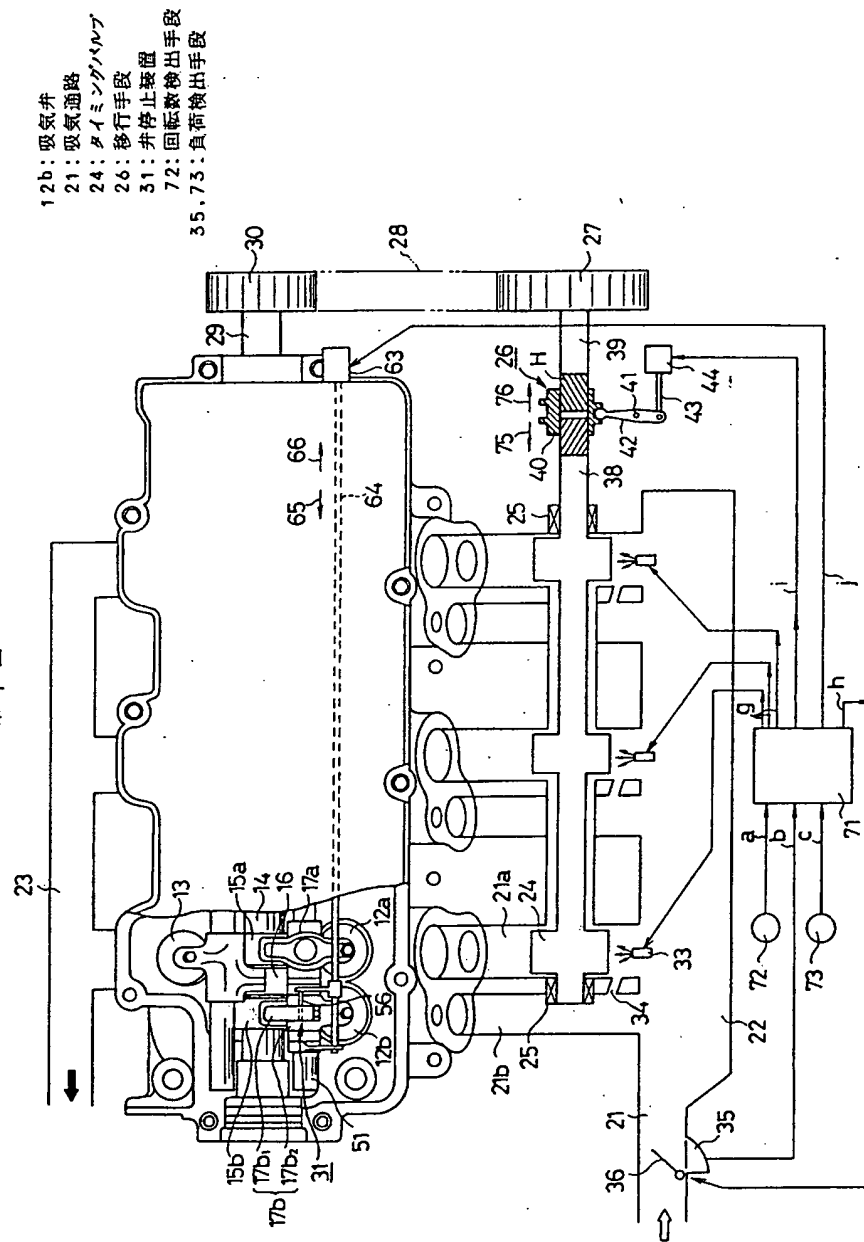
11…エンジン、12a、12b…吸気弁、21…吸気通路、24…タイミングバルブ、26…移行手段、31、63、64、81、82…吸気導入装置、35、73…負荷検出手段、72…回転数検出手段。

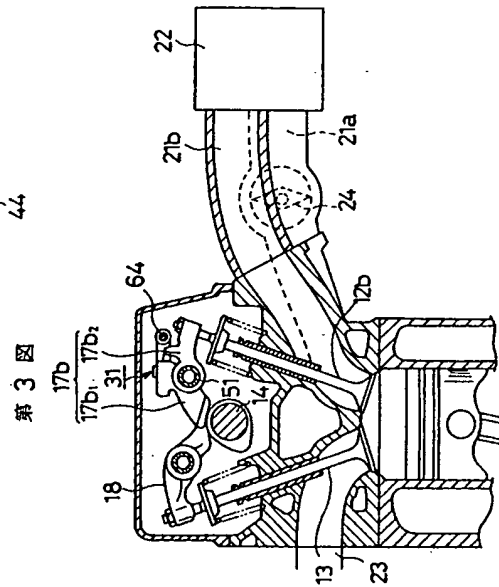
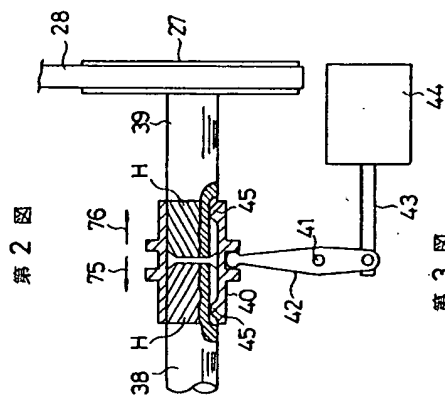
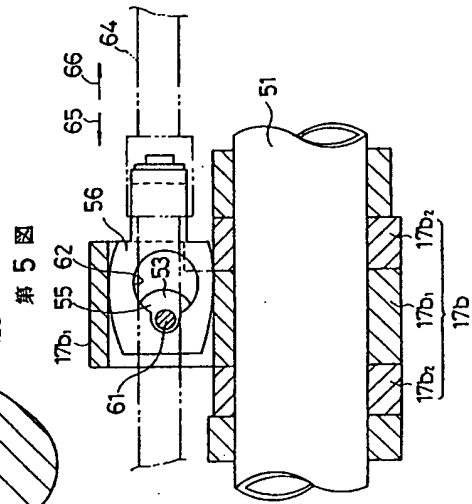
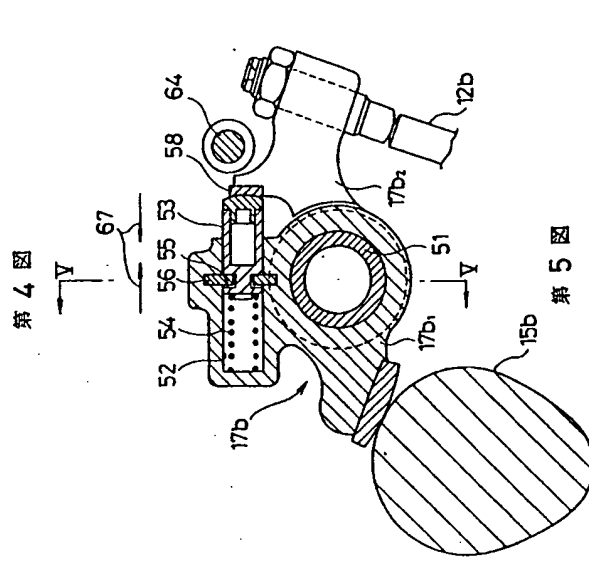
特許出願人 マツダ株式会社

代理人 弁理士 難波国英(外1名)

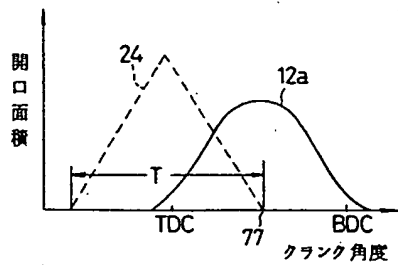


第1図

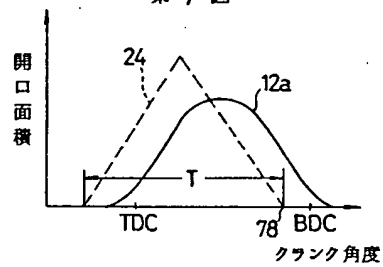




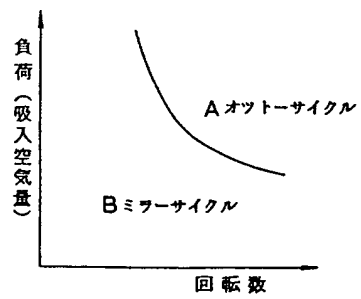
第 6 図



第 7 図



第 8 図



第 9 図

